

УДК 625.031.3

Д-р техн. наук В. М. КОНДРАШОВ

Метод исследования вынужденных колебаний железнодорожных экипажей в кривых в инерциальной системе отсчета

Аннотация. В настоящей статье приведен метод исследования вынужденных колебаний железнодорожных экипажей, вызванных неровностями пути в плане и профиле, в кривой в инерциальной системе отсчета, позволяющий существенно упростить постановку задачи и сократить время счета при оценке динамики экипажа, нагруженности его элементов, износных показателей пары колесо — рельс без ущерба для точности расчета. Даны результаты расчетов на примере движения четырехосного экипажа в кривых различного радиуса.

Ключевые слова: железнодорожный транспорт; взаимодействие подвижного состава и пути в кривых; методы расчета; расчеты

В классической постановке движение механических систем в кривых рассматривается в подвижных, неинерциальных системах отсчета, перемещающихся относительно неподвижной инерциальной системы отсчета [1, 2].

В настоящей статье приведен метод исследования вынужденных колебаний железнодорожных экипажей, вызванных неровностями пути в плане и профиле, в кривой в инерциальной системе отсчета. Метод позволяет существенно упростить постановку задачи и сократить время счета при оценке динамики экипажа, нагруженности его элементов, износных показателей пары колесо — рельс без ущерба для точности расчета.

В качестве объекта исследования взят четырехосный экипаж, описываемый системой нелинейных дифференциальных уравнений 88-го порядка вида

$$M\ddot{q}_s + B\dot{q}_s + Cq_s = Q(\dot{q}_s, q_s) + F(\dot{q}_s, q_s),$$

где M , B , C — матрицы инерционных, демпфирующих и квазиупругих коэффициентов соответственно; $F(\dot{q}_s, q_s)$ — вектор возмущающих воздействий; $Q(\dot{q}_s, q_s)$ — вектор обобщенных сил, содержащий нелинейные члены системы дифференциальных уравнений; $q_s, \dot{q}_s, \ddot{q}_s$ — векторы обобщенных координат и их производных по времени; s — число степеней свободы рассматриваемой механической системы. За обобщенные координаты, связывающие угловые и линейные перемещения кузова, элементов тележки и пути, приняты координаты, приведенные на рис. 1.

Движение железнодорожного экипажа определяется траекторией рельсовой колеи и осуществляется посредством сил, обусловленных псевдоскольжением или скольжением колес колесных пар относительно

рельсов, и восстанавливающих (стабилизирующих) сил, действующих на колесные пары в областях контакта колес с рельсами. При наличии на колесе колесной пары одной или двух областей контакта силы, обусловленные псевдоскольжением или скольжением колес колесных пар относительно рельсов (F_k^{ji}), и восстанавливающие (Y_k^{ji}) силы определяются из выражений

$$F_k^{ji} = \mu_k N_k^{ji} f(\epsilon_k^{ji}); Y_k^{ji} = N_k^{ji} \sin \gamma_k^{ji},$$

где N_k^{ji} , μ_k , ϵ_k^{ji} , γ_k^{ji} — нормальные силы, коэффициенты сцепления, относительные скорости скольжения и углы наклона профиля колеса к горизонту в первой и второй областях контакта соответственно; $f(\epsilon_k^{ji})$ — зависимость нормированной силы трения от относительной скорости скольжения; $j = 1, \dots, 4$ — номер колесной пары; $i = 1, 2$ — номер колеса в колесной паре; $k = 1, 2$ — первая (условно на поверхности катания) и вторая (условно на гребне) области контакта. Реально эти области контакта могут находиться за пределами тех частей профиля, которые называют поверхностью катания и гребнем.

Методика определения сил, скоростей относительного скольжения, углов наклона профиля к горизонту в области контакта при движении экипажа в прямых и кривых участках пути приведена в работе [3]. В настоящей статье даны дополнения, позволяющие при численных методах интегрирования исследовать движение железнодорожных экипажей в кривых в инерциальных системах отсчета.

При обычной постановке задачи вынужденные колебания экипажа рассматриваются относительно подвижной, неинерциальной системы координат [4–7]. Подвижная система координат, называемая в дальнейшем путевой (x, y, z), движется вдоль оси пути, где ось x направлена по касательной к траектории кривой. Материальные тела динамической системы движутся относительно путевой системы координат. Оси координат материальных тел расположены в центре их масс. Принимаем движение путевой системы координат как вращательное относительно мгновенной оси вращения в переходной кривой и как вращение вокруг неподвижной оси в кривой. В этом случае ускорения материальных тел динамической системы относительно

но инерциальной системы отсчета можно представить в виде векторной суммы ускорений

$$\bar{a} = \bar{a}_n + \bar{a}_t + \bar{a}_k + \bar{a}_r,$$

где три первые составляющие — нормальное ($\bar{a}_n$), касательное ($\bar{a}_t$) и поворотное ($\bar{a}_k$) ускорения являются поправками на неинерциальность системы отсчета; $\bar{a}_r$ — ускорение материального (твёрдого) тела динамической системы относительно путевой системы координат.

При исследованиях вынужденных колебаний железнодорожных экипажей, вызванных неровностями пути в плане и профиле, в кривых участках пути поворотным ускорением можно пренебречь вследствие его малости. Касательное ускорение определяет изменение линейной скорости движения экипажа при движении в кривой. Существенно большее влияние на динамику экипажа в кривой оказывает нормальное ускорение, обусловленное кривизной пути и вызванное силами, возникающими в областях контакта колес колесных пар экипажа с рельсовой колеёй вследствие этой кривизны. Это ускорение определяет изменение направления вектора скорости и смещение в направлении к центру кривизны материальных тел динамической системы.

Для реализации движения динамической системы в кривой в инерциальной системе отсчета предусма-

тривается исключение после каждого шага интегрирования смещения и приращения скорости материальных тел динамической системы, вызванных кривизной рельсовой колеи. При постоянной скорости движения эти выражения равны:

$$\begin{aligned} \dot{y}_j^n &= \dot{Y}_j^n - v^2 \frac{\Delta t}{R_j}; \dot{y}_{i1}^n = \dot{Y}_{i1}^n - 2v^2 \frac{\Delta t}{R_1 + R_2}; \\ \dot{y}_{i2}^n &= \dot{Y}_{i2}^n - 2v^2 \frac{\Delta t}{R_3 + R_4}; \dot{y}_k^n = \dot{Y}_k^n - 4v^2 \frac{\Delta t}{\sum_{j=1}^4 R_j}; \\ y_j^n &= Y_j^n - v^2 \frac{\Delta t^2}{2R_j}; y_{i1}^n = Y_{i1}^n - v^2 \frac{\Delta t^2}{R_1 + R_2}; \\ y_{i2}^n &= Y_{i2}^n - v^2 \frac{\Delta t^2}{R_3 + R_4}; y_k^n = Y_k^n - 2v^2 \frac{\Delta t^2}{\sum_{j=1}^4 R_j}, \end{aligned} \quad (1)$$

где $\dot{Y}_j^n, \dot{Y}_{i1}^n, \dot{Y}_{i2}^n, Y_j^n, Y_{i1}^n, Y_k^n$ — поперечные составляющие скорости и перемещения колесных пар, обрессоренных масс тележек и кузова после очередного шага интегрирования; $\dot{y}_j^n, \dot{y}_{i1}^n, \dot{y}_{i2}^n, y_j^n, y_{i1}^n, y_k^n$ — поперечные составляющие скорости и перемещения колесных пар, обрессоренных масс тележек и кузова после очередного шага интегрирования и исключения составляющих, вызванных кривизной пути; v — скорость движения экипажа; Δt — шаг интегрирования; R_j — радиус

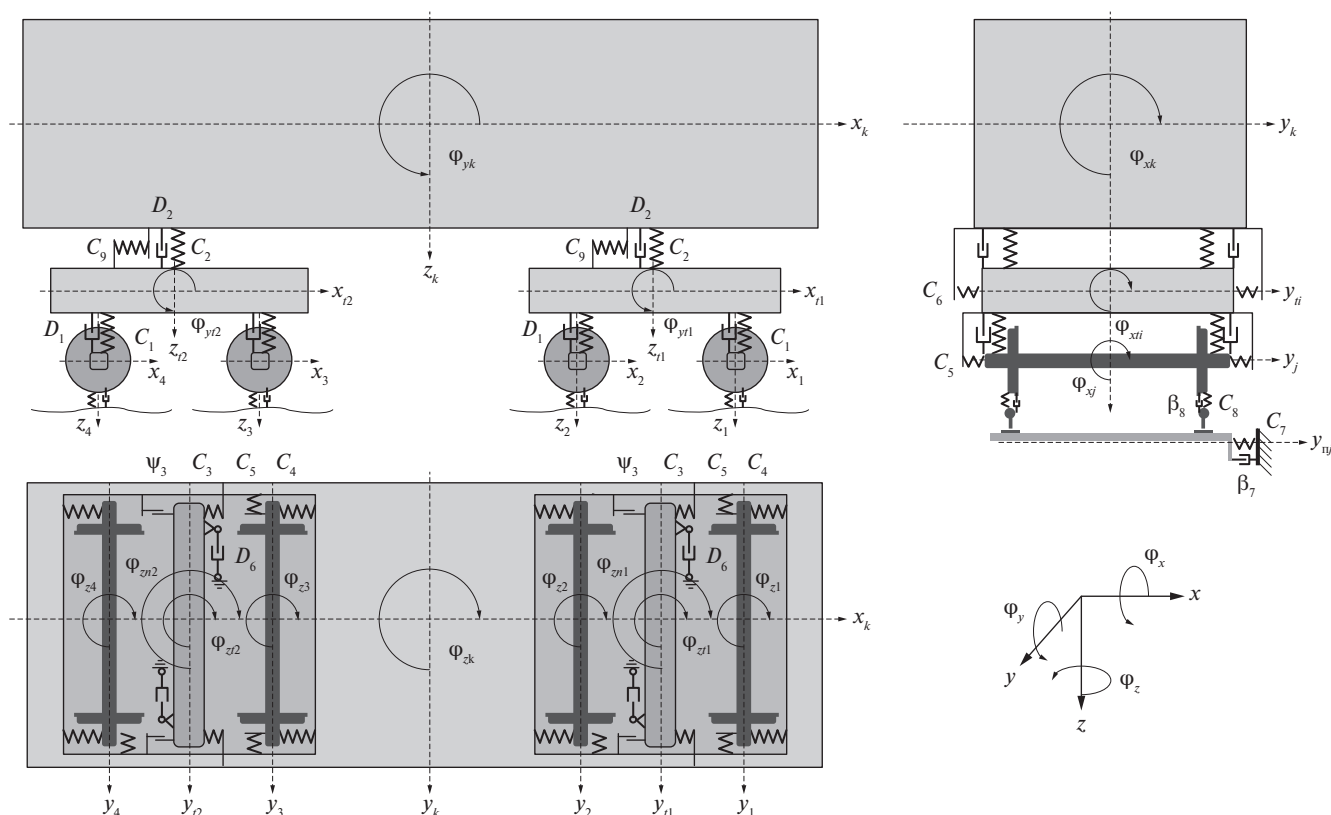


Рис. 1. Структурная схема четырехосного вагона

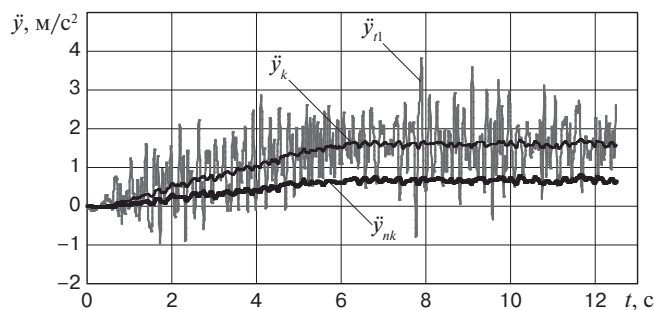


Рис. 2. Поперечные составляющие ускорений кузова ($\ddot{y}_k$), первой по ходу тележки ($\ddot{y}_{l1}$) и непогашенное ускорение кузова ($\ddot{y}_{nk}$); $v = 40$ м/с, $R = 1000$ м, $h = 150$ мм

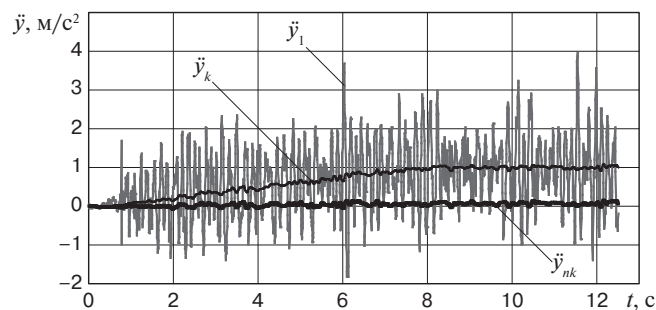


Рис. 3. Поперечные составляющие ускорений кузова ($\ddot{y}_k$), первой по ходу колесной пары ($\ddot{y}_l$) и непогашенное ускорение кузова ($\ddot{y}_{nk}$); $v = 30$ м/с, $R = 900$ м, $h = 150$ мм

кривизны рельсовой колеи под колесной парой; j — номер колесной пары. В данных выражениях при переменной скорости движения экипажа скорость задается как среднее значение начальной и конечной скорости на каждом шаге интегрирования [8].

Помимо этого, в кривой y приведенного на рис. 1 экипажа оси координат колесных пар y_1, y_2, y_3, y_4 на-

ходятся относительно оси координат кузова y_k , направленной к центру вращения экипажа, под углом $\theta_1 = \frac{L+l}{R_1}$, $\theta_2 = \frac{L-l}{R_2}$, $\theta_3 = -\frac{L-l}{R_3}$ и $\theta_4 = -\frac{L+l}{R_4}$. Вследствие этого возникает дополнительное поперечное скольжение колесных пар. В предлагаемой методике оно учитывается при определении поперечной состав-

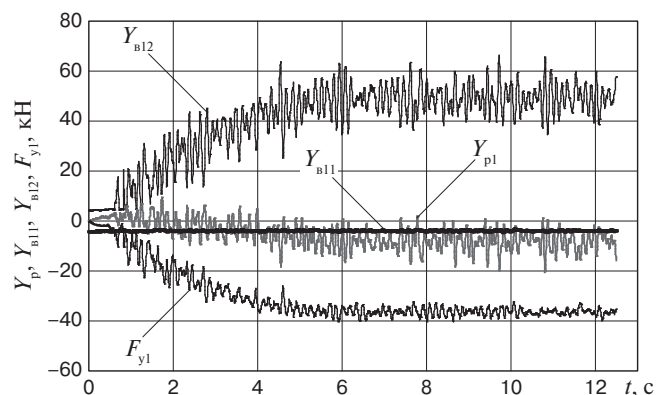


Рис. 4. Рамная сила (Y_{p1}), суммарная поперечная составляющая сил трения (F_{y1}) и восстанавливающие силы (Y_{b11} , Y_{b12}) в области контакта колеса с рельсом, действующие на первую по ходу колесную пару; $v = 40$ м/с, $R = 1000$ м, $h = 150$ мм

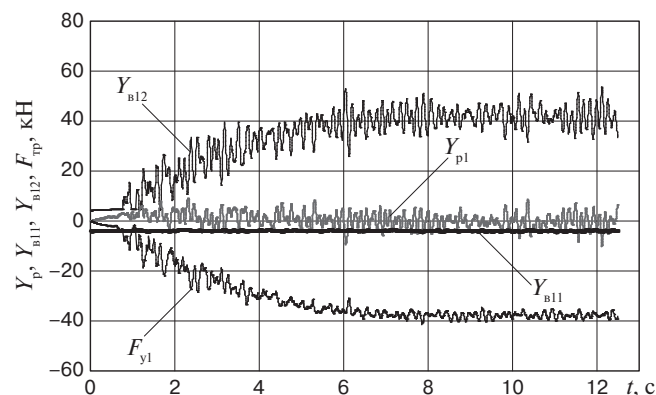


Рис. 5. Рамная сила (Y_{p1}), суммарная поперечная составляющая сил трения (F_{y1}) и восстанавливающие силы (Y_{b11} , Y_{b12}) в области контакта колеса с рельсом, действующие на первую по ходу колесную пару; $v = 30$ м/с, $R = 900$ м, $h = 150$ мм

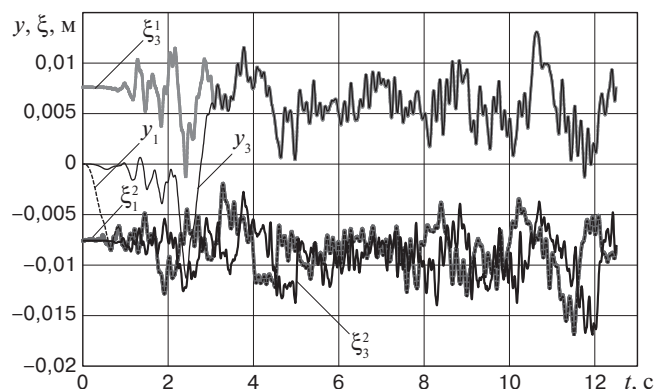


Рис. 6. Поперечные перемещения первой (y_1) и третьей (y_3) по ходу колесных пар в рельсовой колее, неровности рельсовой нити в плане под первой (ξ_1^2) и третьей (ξ_3^1, ξ_3^3) колесными парами

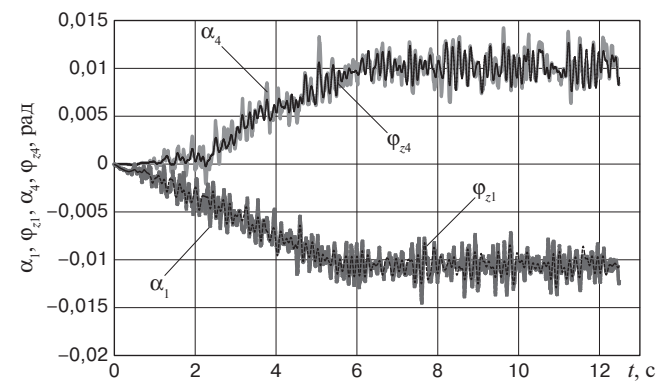


Рис. 7. Углы набегания и виляния первой (α_1, φ_{z1}) и четвертой (α_4, φ_{z4}) по ходу колесных пар; $v = 40$ м/с, $R = 1000$ м, $h = 150$ мм

ляющей скорости скольжения колесной пары относительно рельсовой колеи. Поперечная составляющая скорости скольжения (λ_y^{ji}) для колесных пар, не имеющих жестких связей с рамой тележки, равна

$$\lambda_y^{ji} = \dot{y}_j - \dot{y}_{nj} - \dot{\xi}^{ji} - v\varphi_{yj} + v^2 \frac{\Delta t}{R_j} \pm v\theta_j, \quad (2)$$

где $\dot{y}_j, \dot{y}_{nj}$ — поперечная скорость колесной пары и рельсовой колеи соответственно; $\dot{\xi}^{ji}$ — скорость изменения неровностей рельсовых нитей в плане; φ_{yj} — угол поворота при влиании колесной пары; остальные значения приведены выше. Знак «плюс» берется при $j = 1, 2$; «минус» — при $j = 3, 4$.

Ниже приведены наиболее информативные с точки зрения движения в кривой результаты расчета вынужденных колебаний четырехосного экипажа и фактора износа колес колесных пар, выполненного с использованием данного метода. Решения получены при $R = 1000$ м, $v = 40$ м/с и возвышении наружного рельса (h) — 150 мм, а также при $R = 900$ м, $v = 30$ м/с и $h = 150$ мм, что соответствует непогашенному ускорению порядка $0,7$ м/с² и близкому к нулю, при наличии возмущения в плане и профиле и в идеальной кривой. На рис. 2–5 приведены поперечные ускорения кузова, тележки, колесной пары, непогашенные ускорения кузова, а также рамные силы и силы, действующие в областях контакта на колесную пару и определяющие эти ускорения. При заданных параметрах кривой и скорости движения четырехосный экипаж в обоих случаях движется в положении наибольшего перекаса, где первая и вторая по ходу движения колесные пары набегает на внешнюю нитку рельсовой колеи, а третья и четвертая — на внутреннюю, что видно из представленных на рис. 6 и 7 поперечных перемещений, влиания и углов набегания колесных пар первой и второй по ходу тележек. Для профилей колеса (ГОСТ 9036–88) и рельса (ГОСТ 51685), при которых выполнялись расчеты, при поперечном смещении колесной пары относительно рельсовой колеи есть участок контактирования на профиле колеса, имеющий две области контакта одновременно. На рис. 8 приведены факторы износа, полученные на первой и четвертой по ходу колесных парах. Из графика видно, что первая колесная пара набегает на внешний, а четвертая — на внутренний рельс кривой и набегающие колеса колесных пар имеют устойчивые две области контакта как в идеальной кривой, так и при наличии неровностей в плане и профиле.

Впервые данный метод был использован при исследовании динамических качеств и износа колес колесных пар двухосного экипажа с радиальной установкой и без нее [3]. Предварительно для экипажа без радиальной установки в кривой были выполнены сравнительные расчеты при классической постановке задачи в подвижной системе координат и с использованием

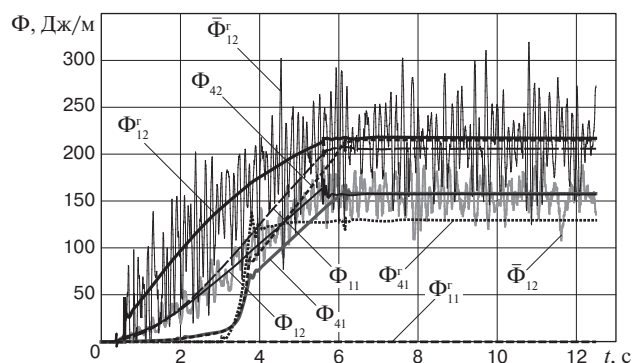


Рис. 8. Факторы износа на поверхности катания (Φ_{11}, Φ_{12}) и гребне (Φ_{11}^g, Φ_{12}^g) первой и поверхности катания (Φ_{41}, Φ_{42}) и гребне (Φ_{41}^g, Φ_{42}^g) четвертой по ходу колесных пар при отсутствии возмущения, а также факторы износа ($\bar{\Phi}_{12}, \bar{\Phi}_{12}^g$) при наличии возмущения в плане и профиле; $v = 40$ м/с, $R = 1000$ м, $h = 150$ мм

приведенного выше подхода. Расчеты проводились с различными скоростями, радиусами кривых и возвышениями наружного рельса, а также варьировался ряд параметров экипажа. При одинаковых условиях задания изменения радиуса кривизны и возвышения рельса в переходных кривых было получено полное совпадение всех динамических и износных показателей, а именно сил, ускорений, перемещений, углов поворота, факторов износа на всем участке исследования как при наличии возмущения в плане и профиле, так и в идеальной кривой. В последующих исследованиях этот метод использовался при анализе и оценке влияния изменения формы элементов профиля колеса и рельса на динамические качества различных типов подвижного состава в кривых и разработке профиля ВНИИЖТ-Р [9], а также при прогнозировании износа профиля колеса ВНИИЖТ-РМ-70 скоростного электропоезда «Сапсан» в зависимости от пробега [10].

Вывод. Предложен метод, позволяющий исследовать движение железнодорожных экипажей в кривых участках пути в инерциальной системе отсчета.

Данный метод существенно упрощает постановку задачи и сокращает время счета при сохранении точности расчета.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Никитин Н. Н. Курс теоретической механики. М.: Высшая школа, 2003. 720 с.
2. Лилов Л. К. Моделирование систем связанных тел. М.: Наука, 1993. 272 с.
3. Кондрашов В. М. Единые принципы исследования динамики железнодорожных экипажей в теории и эксперименте // Тр. ВНИИЖТ. М.: Интекст, 2001. 190 с.
4. Гарг В. К., Дуккпатти Р. В. Динамика подвижного состава. М.: Транспорт, 1988. 391 с.
5. Фрадкин Г. Н., Коссов В. С. Методика моделирования движения рельсового экипажа по пути с искривленной осью // Труды МИИТ. 1997. Вып. 912. С. 12–22.

6. Коссов В.С. Прохождение локомотивом кривых участков пути с учетом упругого скольжения колес. Коломна: ВНИТИ, 2000. 72 с. Деп. в ЦНИИТЭИ МПС, № 6307.

7. Singh S. P., Garg V. K. Nonlinear dynamic curving model of a six-axle locomotive. Proceeding of the 8th IAVSD Symposium on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. M.I.T., Cambridge, Massachusetts, 1983, August, pp. 15–19.

8. Кондрашов В.М. Методика моделирования движения тяговой единицы подвижного состава в режиме тяги и торможения // Вестник ВНИИЖТ. 2011. № 1. С. 23–28.

9. V. Kondrashov, I. Maksimov, V. Galperin. Development of the Wheel Profiles of Cars and Locomotives for the Existing Railways for Reduction of Wear of Wheel Flanges and Lateral Surfaces of Rail.

International Heavy Haul Association STS-Conference «Wheel/Rail Interface». 1999. Vol.1, pp. 95–102.

10. Максимов И.Н. Прогнозирование изменения профиля колеса в зависимости от пробега расчетными методами // Вестник ВНИИЖТ. 2014. № 5. С. 30–37.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРЕ

КОНДРАШОВ Владлен Михайлович,

д-р техн. наук, пенсионер.

Тел.: (499) 183-22-90.

E-mail: neordinar@rambler.ru

Method to Investigate Railway Vehicles Forced Oscillations in Curves in the Inertial Reference System

Vladlen M. Kondrashov, Dr. of Technical Science, Retiree. Tel.: +7 (499) 1832290. E-mail: neordinar@rambler.ru

Abstract. Classical procedure prescribes to examine mechanical systems motion in non-inertial reference frames moving in relation to stationary inertial frame.

In the present paper there is proposed method to examine forced oscillations of railway vehicles caused by curved track irregularities in plane and profile in inertial reference system, allowing for much-simplified setting up a problem and reduced computation time while making assessment of vehicle dynamics, its components loading and wear indices of a wheel/rail friction pair without loss of accuracy. Object of examination is represented with four-axle vehicle described by a set of non-linear differential equations. There are given computation results as exemplified by such vehicle movement in curves with different radii.

Keywords: railway transport; vehicle/track interaction in curves; computation methods; computations

References

1. Nikitin N. N. *Kurs teoreticheskoy mekhaniki* [The course of theoretical mechanics]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 2003. 720 p.

2. Lilov L. K. *Modelirovanie sistem svyazannykh tel* [Modelling of systems of related bodies]. Moscow, Nauka Publ., 1993. 272 p.

3. Kondrashov V. M. *Edinye printsipy issledovaniya dinamiki zheleznodorozhnykh ekipazhey v teorii i eksperimente* [Common principles to study the dynamics of railway vehicles in the theory and experiment]. Tr. VNIIZhT [Proc. of the Railway Research Institute], Moscow, Intext Publ., 2001. 190 p.

4. Garg V. K., Lunkipati R. V. *Dynamics of railway vehicle systems*. New York, Academic Press Publ., 1984. 375 p. (Russ. ed.: Garg V. K.,

Dukkipati R. V. *Dinamika podvizhnogo sostava*. Moscow, Transport Publ., 1988. 391 p.).

5. Fradkin G. N., Kossov V. S. *Metodika modelirovaniya dvizheniya rel'sovogo ekipazha po puti s iskrivlennoy os'yu* [Methods of motion simulation of railway vehicle on the road with a curved axis]. Trudy MIIT [Proc. Moscow Institute of Transportation Engineers], 1997, no. 912, pp. 12–22.

6. Kossov V. S. *Prokhozhdene lokomotivom krivyykh uchastkov puti s uchedom uprugogo skol'zheniya koles* [Passage by the locomotive of curve sections of track, taking into account the elastic wheel slip]. Kolomna, VNIIT, 2000. 72 p. (Deposited at TsNIITEI MPS, № 6307).

7. Singh S. P., Garg V. K. *Nonlinear dynamic curving model of a six-axle locomotive*. Proc. 8th IAVSD Symp. on the Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks. Cambridge, MA, MIT, 1983, August, pp 15–19.

8. Kondrashov V. M. *Metodika modelirovaniya dvizheniya tyagovoy ediniy podvizhnogo sostava v rezhime tyagi i tormozheniya* [Methods of modelling of traction unit movement in traction and braking modes]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2011, no. 1, pp. 23–28.

9. Kondrashov V., Maksimov I., Galperin V. *Development of the wheel profiles of cars and locomotives for the existing railways for reduction of wear of wheel flanges and lateral surfaces of rail*. International Heavy Haul Association STS-Conference «Wheel/Rail Interface», 1999, vol. 1, pp. 95–102.

10. Maksimov I. N. *Prognozirovanie izmeneniya profilya kolesa v zavisimosti ot probega raschetnymi metodami* [Computational predicting method of wheel profile change as a function of the kilometrage]. Vestnik VNIIZhT [Vestnik of the Railway Research Institute], 2014, no. 5, pp. 30–37.

ВЫШЛИ В СВЕТ ТРУДЫ ВНИИЖТ

Повышение эффективности инноваций и мотивация их внедрения на железных дорогах России. Научно-методическое пособие / под ред. М. М. Толкачевой, Г. Е. Писаревского // Сб. науч. тр. ОАО «ВНИИЖТ». М.: Интекст, 2014. 152 с.

Приведены результаты деятельности корпоративной системы научно-технической информации по внедрению инноваций на железнодорожном транспорте, реализуемых в соответствии с требованиями действующих нормативных документов ОАО «РЖД» по организации такой работы. Одной из составляющих системы является мотивация работников, занятых внедрением передового опыта, заимствованного из информационной базы данных хол-

динга «РЖД». Особое внимание уделено развитию методов оценки экономической эффективности внедрения новых технических достижений на транспорте, относящихся к сфере его инновационного развития.

Настоящее издание рассчитано на специалистов ОАО «РЖД», занимающихся вопросами внедрения технических достижений и передового опыта, а также может быть полезно преподавателям и студентам транспортных вузов.

По вопросам предварительного заказа на приобретение книги обращайтесь в редакционно-издательский отдел ОАО «ВНИИЖТ», тел. (499) 260-43-20.